

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Luka Milek

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Luka Milek

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svojem mentoru, prof.dr.sc. Darku Kozarcu na pomoći, savjetima i uputama u izradi ovog rada. Također se zahvaljujem dr.sc. Momiru Sjeriću na pomoći kada je moj mentor bio spriječen.

Na kraju se zahvaljujem svojim prijateljima i obitelji na pomoći i podršci prilikom pisanja ovog rada i tokom cijelog mog školovanja.

Luka Milek



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomatske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, broдостројарски i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Luka Milek**

Mat. br.: 0035199736

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

**Proračun odziva momenta Ottovog motora nabijenog s dva različita
turbopunjača**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Calculation of load response of SI engine turbocharged by two
different turbochargers**

Opis zadatka:

Primjenom simulacijskog alata u ovom radu potrebno je izračunati razlike u odzivu momenta Ottovog motora kada se za nabijanje koriste dva različita turbopunjača. Jedan turbopunjač bit će opremljen turbinom s fiksnom geometrijom, dok će drugi turbopunjač koristiti turbinu s promjenjivom geometrijom (tzv. variable nozzle turbine). Za provedbu simulacije potrebno je primijeniti program AVL Boost™, a simulacije će biti definirane kao tzv. tranzijentne simulacije s promjenjivim parametrima za vrijeme provedbe proračuna. Turbopunjač će biti zadan kao puni model s kompletnim statičkim mapama rada turbine i kompresora te uključenim proračunom brzine vrtnje rotora turbopunjača. Simulacijom će se usporediti odziv momenta motora pri različitim naglim promjenama položaja zaklopke za snagu.

U radu je potrebno:

- napraviti pregled literature iz područja turbonabijenih motora,
- odabrati Ottov motor na kojem će se provesti zadani proračun,
- odabrati turbopunjač s fiksnom i promjenjivom geometrijom turbine,
- izraditi model odabranog motora s oba turbopunjača,
- stacionarnim simulacijama definirati radne točke početnog i krajnjeg opterećenja te potrebne položaje zaklopke za snagu,
- stacionarnim simulacijama definirati strategije promjene geometrije turbopunjača kojima se može poboljšati odziv momenta,
- provesti tranzijentne simulacije svih zadanih kombinacija opterećenja,
- analizirati rezultate i izvesti zaključke.

Pri izradi se treba pridržavati pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

30. studenog 2017.

1. rok: 23. veljače 2018.

1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.

2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.

3. rok: 21. rujna 2018.

3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY	VII
1. UVOD.....	1
2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM.....	2
3. NABIJANJE	4
3.1. Usporedba motora sa i bez nabijanja	5
3.2. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove (turbonabijanje)	6
3.2.1. Turbopunjač s regulacijskim ventilom.....	7
3.2.2. Turbopunjač s turbinom promjenjive geometrijom	8
3.3. Odabir kompresora turbopunjača.....	9
3.4. Energetski balans turbopunjača	10
4. PRORAČUNSKI MODEL.....	11
4.1. AVL BOOST	11
4.2. Vibeov model izgaranja	11
4.3. PID regulator.....	13
4.4. Odabrani motor za provedbu simulacije	13
4.5. Proračunski model.....	13
4.6. Krivulja podizaja ventila.....	14
4.7. Odabir kompresorske mape	15
4.8. BOOST turbocharger tool.....	17
4.9. Regulacija tlaka nabijanja	18
5. REZULTATI SIMULACIJE.....	19
5.1. Momentni dijagram za puno opterećenje.....	19
5.2. Značajke modela pod punim opterećenjem	20
5.3. Određivanje kuta zaklopke za djelomično opterećenje.....	22
5.4. Usporedba odziva za oba modela pri nagloj promjeni zaklopke za snagu	23
5.4.1. 2000 min ⁻¹	24
5.4.2. 3000 min ⁻¹	25
5.4.3. 4000 min ⁻¹	25
5.4.4. 5000 min ⁻¹	26
5.4.5. 6000 min ⁻¹	26
5.5. Radne točke kompresora	27
5.6. Utjecaj momenta inercije turbopunjača na odziv na primjeru 5000 min ⁻¹	28
6. ZAKLJUČAK.....	29
LITERATURA.....	30
PRILOZI.....	31

POPIS SLIKA

Slika 1.	<i>Lijevo</i> : Prvi motocikl, 1885. g., Gottlieb Daimler. <i>Desno</i> : Prvi automobil, 1886. g., Karl Friedrich Benz [2]	2
Slika 2.	Njemački inženjer Rudolf Diesel i njegov treći pokusni motor iz 1897. g. [2]	3
Slika 3.	Usporedba motora sa i bez nabijanja pri različitim tipovima nabijanja [2]	5
Slika 4.	Usporedba odziva motora pri stacionarnom odnosno nestacionarnom radu [2]	5
Slika 5.	Shema turbonabijanja [2]	6
Slika 6.	Turbonabijanje statičkim tlakom [2]	7
Slika 7.	Turbonabijanje dinamičkim tlakom [2]	7
Slika 8.	Regulacijski ventil turbopunjača [3]	8
Slika 9.	Princip rada turbopunjača s VNT [3]	8
Slika 10.	Primjer mape kompresora za kompresor GT2252 proizvođača Garrett [4]	9
Slika 11.	Vibeova funkcija x i zakon oslobađanja topline za razne vrijednosti značajke izgaranja m [2]	12
Slika 12.	Shema proračunskog modela odabranog motora	14
Slika 13.	Krivulje podizaja ventila	14
Slika 14.	Ovisnost omjera tlakova i masenog protoka	16
Slika 15.	Odabrana proširena kompresorska mapa [4]	17
Slika 16.	Regulacija koeficijenta protoka pomoću PID regulatora	18
Slika 17.	Usporedba momenta proračunskog modela i deklariranog momenta	19
Slika 18.	Usporedba okretnog momenta pri punom opterećenju	20
Slika 19.	Značajke modela s turbinom konstantne geometrije pri punom opterećenju	20
Slika 20.	Značajke modela s turbinom promjenjive geometrije pri punom opterećenju	21
Slika 21.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva pri punom opterećenju	21
Slika 22.	Usporedba snage pri punom opterećenju	22
Slika 23.	Puno i djelomično opterećenje modela s turbinom konstantne geometrije	22
Slika 24.	Puno i djelomično opterećenje modela s turbinom konstantne geometrije	23
Slika 25.	Promjena položaja lopatica turbine promjenjive geometrije	24
Slika 26.	Usporedba odziva pri 2000 min^{-1}	24
Slika 27.	Usporedba odziva pri 3000 min^{-1}	25
Slika 28.	Usporedba odziva pri 4000 min^{-1}	25
Slika 29.	Usporedba odziva pri 5000 min^{-1}	26
Slika 30.	Usporedba odziva pri 6000 min^{-1}	26
Slika 31.	Radne točke kompresora modela s turbinom konstantne geometrije	27
Slika 32.	Radne točke kompresora modela s turbinom promjenjive geometrije	27
Slika 33.	Utjecaj promjene momenta inercije rotora turbopunjača na vrijeme odziva	28

POPIS TABLICA

Tablica 1. Osnovni podaci odabranog motora [7]	13
Tablica 2. Maseni protok [kg/s] za različite brzine vrtnje i omjere tlakova.....	15
Tablica 3. Maseni protok [lb/min] za različite brzine vrtnje i omjere tlakova	16
Tablica 4. Kut zaklopke za snagu za djelomično opterećenje modela s konstantnom geometrijom.....	22
Tablica 5. Kut zaklopke za snagu i položaj lopatica promjenjive turbine za djelomično opterećenje.....	23

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
a	-	
g_e	kg/(kWh)	
I_{TC}	kgm ²	moment inercije rotora turbopunjača
M_e	Nm	efektivni okretni moment motora
m	-	Vibeova značajka izgaranja
m_G	kg	masa izgorjelog goriva u promatranom trenutku
$m_{G,proc}$	kg/proc	ukupna masa goriva u procesu
m_{ref}	kg/proc	masa zraka koja stane u radni volumen motora pri standardnim uvjetima
$\dot{m}_{ref,K}$	kg/s	referentni maseni protok zraka kroz kompresor
\dot{m}_z	kg/s	maseni protok zraka
$m_{z,proc}$	kg/proc	masa zraka po procesu
n	min ⁻¹	brzina vrtnje motora
$n_{ref,K}$	min ⁻¹	referentna brzina vrtnje turbopunjača
n_{stv}	min ⁻¹	stvarna brzina vrtnje turbopunjača
P_e	W	efektivna snaga motora
P_K	W	snaga kompresora
P_T	W	snaga turbine
p_{ref}	Pa	referentni tlak zraka na usisu
p_{stv}	Pa	stvarni tlak zraka na usisu
Q	J	ukupna energija unesena gorivom
T	-	broj taktova motora
T_{ref}	K	referentna temperatura zraka na usisu
T_{svt}	K	stvarna temperatura zraka na usisu
V_H	m ³	radni volumen motora
x	-	Vibeova funkcija

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α	°	kut zakreta koljenastog vratila
α_o	°	kut zakreta koljenastog vratila na kojem započinje izgaranje

$\Delta\alpha_c$	o	trajanje izgaranja izraženo preko kuta zakreta koljenastog vratila
$\eta_{m,TC}$	-	mehanički stupanj korisnosti turbopunjača
λ_{Pu}	-	stupanj punjenja cilindra
$\rho_{z,stand}$	kg/m ³	gustoća zraka pri standardnim uvjetima
ω	s ⁻¹	kutna brzina turbopunjača

SAŽETAK

Kao odgovor na zahtjeve tržišta razvijena su mnoga rješenja za smanjivanje vremena odziva pri nagloj promjeni opterećenja turbonabijenog motora. Jedno od tih rješenja je primjena turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije. U svrhu ispitivanja utjecaja primjene turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije na vrijeme odziva pri nagloj promjeni opterećenja Ottovog motora provedene su simulacije u računalnom programu AVL BOOST. Prikazan je način odabira kompresorske mape i usporedba odziva dva modela s različitim turbopunjačima pri različitim brzinama vrtnje motora te su naznačena vremena potrebna za postizanje 99% odnosno 99,9% maksimalne vrijednosti za svaki model. Također je prikazan utjecaj momenta inercije turbopunjača na vrijeme odziva. Rezultati su pokazali da primjena turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije može dovesti do smanjenja vremena odziva pri naglim promjenama opterećenja za 39,77%. Iz rezultata je također vidljivo da promjena inercije rotacijskih masa turbopunjača u iznosu od 20% dovodi do promjene vremena odziva od 8,2%.

Ključne riječi: Ottov motor, turbopunjač, turbopunjač s turbinom promjenjive geometrije, AVL BOOST, odziv motora pri promjeni opterećenja, odziv motora pri promjeni inercije

SUMMARY

In response to market demands, many solutions for reducing response time to a sudden load change in turbocharged engines have been developed. One of these solutions is the use of variable nozzle turbine turbocharger. For the purpose of testing the influence of the variable nozzle turbine turbocharger on response time to a sudden load change of SI engine, simulations were conducted in computer program AVL BOOST. The compressor map selection method and comparison of the load response for two models with different turbochargers at different engine speeds are shown with the time required to achieve 99% and 99.9% of maximum values marked for each model. The influence of the turbocharger moment of inertia on response time is also shown. Results have shown that the use of variable nozzle turbine turbocharger can lead to 39.77% reduction in response time to a sudden load change. The results have also shown that the reduction in turbocharger moment of inertia by 20% leads to response time reduction by 8.2%

Key words: SI engine, turbocharger, variable nozzle turbine turbocharger, AVL BOOST, engine response to a sudden load change, engine response to a change of inertia

1. UVOD

Kako su u današnje doba većina vozila pogonjena klipnim motorima s unutarnjim izgaranjem zahtjevi tržišta prisiljavaju proizvođače da, između ostalog, proizvedu motore sa što manjom potrošnjom kako bi ostali konkurentni. Ovdje se pokazalo da turbonabijanje omogućava povećanje termičkog stupnja iskoristivosti, a samim time se smanjuje potrošnja goriva. Kako svaka tehnologija ima svoje nedostatke, tako i turbopunjač ima nekoliko. Najveći od njih je tzv. turbo-rupa (engl. turbo-lag).

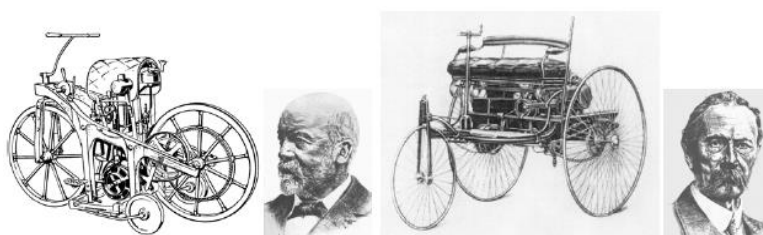
Turbo-rupa je pojava kod turbopunjača koja dolazi do izražaja pri naglim promjenama opterećenja. Očituje se kao povećano vrijeme potrebno za odziv motora pri naglom pritisku papučiće gasa. Glavni uzrok turbo-rupe je inercija turbopunjača tj. moment inercije koji se suprotstavlja ubrzanju rotora turbopunjača prilikom promjene opterećenja. Postoje mnogi načini smanjenja turbo-rupe kao što su smanjenje rotacijskih masa turbopunjača, razni sustavi za sprječavanje turbo-rupe (npr. početak izgaranja pri smanjenom opterećenju usred takta ekspanzije kako bi se izgaranje nastavilo odvijati u ispušnoj cijevi i održalo brzinu vrtnje turbopunjača) te primjena posebnih konstrukcija turbine kao što je turbina promjenjive geometrije.

Ovaj rad bavi se utjecajem primjene turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije na vrijeme odziva pri nagloj promjeni opterećenja. Taj utjecaj analizirat će se primjenom simulacijskog programa AVL BOOST usporedbom dva modela motora, modela nabijanog turbopunjačem s turbinom konstantne geometrije i modela nabijanog turbopunjačem s turbinom promjenjive geometrije.

2. MOTORI S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Motor s unutarnjim izgaranjem je toplinski stroj koji služi za pretvorbu kemijske energije sadržane u gorivu u toplinsku energiju te potom pretvorbu toplinske energije u mehanički rad, koji se zatim može koristiti za pogon vozila ili raznih strojeva. Prvi klipni motori s unutarnjim izgaranjem nastali su nadogradnjom parnih strojeva koji u to doba nisu mogli ispuniti zahtjeve malih proizvodnih pogona i obrtnika zbog visokih cijena i mnogih zakonskih regulativa. Prvi komercijalni motor proizveo je francuz Jean Joseph Étienne Lenoir 1860. godine [1]. Taj je motor bio dvoradni dvotaktni motor pogonjen rasvjetnim plinom i temeljio se u velikoj mjeri na parnom stroju. Na temelju Lenoirova motora njemački inženjer Nikolaus August Otto izradio je 1876. godine prvi četverotaktni motor s vanjskim izvorom paljenja i slojevitim punjenjem.

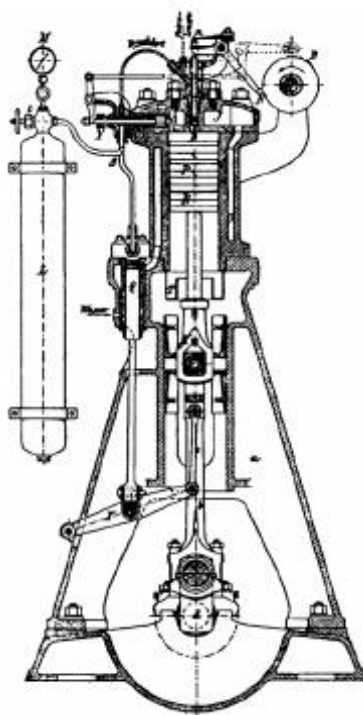
Desetak godina kasnije pojavili su se prvi motori koji su se mogli koristiti za pogon vozila. Njemački inženjer i industrijalac Gottlieb Daimler izradio je 1885. godine prvi motocikl pogonjen benzinskim motorom sa stranim paljenjem snage 0,4 kW, s remenskim prijenosom koji je omogućavao brzinu vožnje od 6 do 12 km/h (Slika 1 lijevo). Drugi njemački inženjer i industrijalac Karl Friedrich Benz, neovisno o Daimlerovom motociklu, razvio je 1884. godine, a patentirao 1886. godine, prvi automobil koji je imao 3 kotača i diferencijal na stražnjoj pogonskoj osovini. Bio je pogonjen jednocilindarskim četverotaktnim motorom s električnim paljenjem snage 0,7 kW (Slika 1 desno).[2]



Slika 1. Lijevo: Prvi motocikl, 1885. g., Gottlieb Daimler. Desno: Prvi automobil, 1886. g., Karl Friedrich Benz [2]

Velik napredak u razvoju motora s unutarnjim izgaranjem ostvario je njemački inženjer Rudolf Diesel. Diesel je proučavanjem Carnotovog radnog procesa zaključio da su za visoki stupanj korisnosti potrebne visoke radne temperature. Iz tog zaključka stvorio je motor koji radi na znatno većoj temperaturi od ostalih motora tog doba. Visoku temperaturu postigao je komprimiranjem zraka na visoke tlakove, a da bi spriječio prerano izgaranje, gorivo se ubrizgavalo u vrući i stlačeni zrak tek na kraju kompresije. Za prvi patent 1892. godine Diesel

je iskoristio Carnotov radni proces zbog njegovog visokog stupnja korisnosti, ali je ubrzo shvatio probleme povezane s Carnotovim radnim procesom kao što su nemogućnost izotermnog izgaranja u motoru zbog intenzivne izmjene topline kroz stijenke prostora izgaranja i malen koristan rad dobiven Carnotovim radnim procesom koji je jedva dovoljan za pokrivanje mehaničkih gubitaka pri radu takvog motora. Godinu dana kasnije patentirao je novi motor koji nije imao te probleme. Iste godine je izrađen prvi Dieslov pokusni četverotaktni motor koji je Diesel poboljšao dodatkom vodenog hlađenja i, zbog nedostatka kvalitetnih pumpi za ubrizgavanje goriva, ubrizgavanjem petroleja u točki paljenja pomoću stlačenog zraka. Snaga trećeg Dieselovog pokusnog motora (Slika 2) iznosila je 13,1 kW dok je po stupnju korisnosti daleko nadmašio sve dotadašnje motore (prednost koju je Dieslov motor zadržao sve do danas).



Slika 2. Njemački inženjer Rudolf Diesel i njegov treći pokusni motor iz 1897. g. [2]

Prvi automobil pogonjen Dieslovim motorom s izravnim ubrizgavanjem goriva (DI) proizveden je 1924. g. u tvornici MAN. Preduvjet ugradnje Dieselovog motora u automobil bila je pumpa za ubrizgavanje goriva koju je izradio Robert Bosch. [2]

3. NABIJANJE

Najveći nedostatak Diesellovog motora u odnosu na Ottov motor je taj što nenabijeni Diesellov motor proizvodi znatno manje snage u odnosu na Ottov nenabijeni motor jer Diesellov motor radi s velikim pretičkom zraka. To je dovelo do razvoja uređaja za nabijanje koji su se prvenstveno koristili kod Diesellovih motora, a kasnije i kod Ottovih motora. U današnje vrijeme potreba za nabijanjem proizlazi najviše iz zahtjeva za malim, efikasnim motorima sa što većom snagom.

Nabijanje omogućuje povećanje snage motora bez povećanja radnog volumena i brzine vrtnje. Uz nabijanje moguće je kratkotrajno povećanje snage motora kada je to potrebno (npr. pri polijetanju) i kompenziranje male gustoće zraka na većim visinama [2].

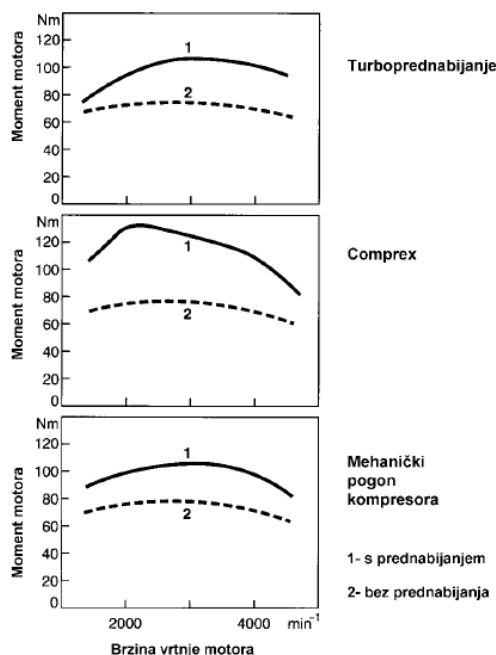
Vrste nabijanja prema [2]:

1. Rezonantno nabijanje ili inercijsko natpunjenje,
2. Mehanički pogon kompresora,
 - Klipni,
 - Rotorni:
 - Rootov kompresor,
 - vijčani kompresor,
 - G – kompresor,
 - Strujni:
 - aksijalni,
 - radijalni.
3. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove (turbopunjač)
 - Nabijanje statičkim tlakom ispušnih plinova
 - Nabijanje dinamičkim tlakom ispušnih plinova
4. Comprex nabijanje
5. Kombinirana nabijanja

Kako je stlačeni zrak po izlasku iz kompresora visoke temperature, da bi se smanjilo toplinsko opterećenje motora i povećalo punjenje cilindra, taj se zrak obično vodi kroz hladnjak gdje mu se snizuje temperatura.

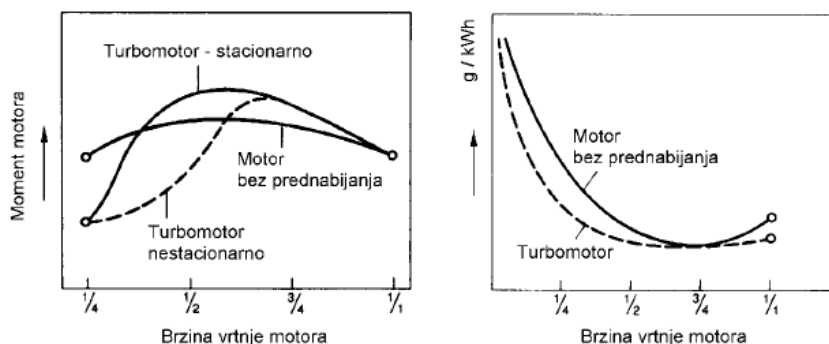
3.1. Usporedba motora sa i bez nabijanja

Nabijanjem motora poboljšavaju se izlazne karakteristike motora kao što su moment, snaga i specifična potrošnja goriva (Slika 3).



Slika 3. Usporedba motora sa i bez nabijanja pri različitim tipovima nabijanja [2]

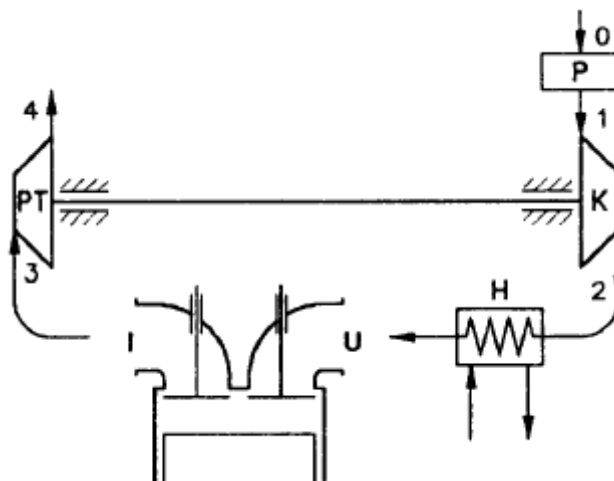
Iako je turbonabijanje jeftino, jednostavno i pouzdano, pri naglim promjenama opterećenja pokazuje se jedan vrlo velik nedostatak turbopunjača, a to je njegova poprilično velika tromost. Zbog toga je tlak nabijanja, a samim time i moment i snaga motora, u nestacionarnom stanju znatno niži nego u stacionarnom (Slika 4). Comprex ima najpogodniji moment za pogon vozila i zanemarivo malu tromost, ali njegov ugradbeni volumen je znatno veći, a cijena mu je preko dvaput veća [2].



Slika 4. Usporedba odziva motora pri stacionarnom odnosno nestacionarnom radu [2]

3.2. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove (turbonabijanje)

Turbonabijanje je najčešći način nabijanja motora cestovnih vozila zbog svoje niske cijene, visokog stupnja pouzdanosti i malenog ugradbenog volumena. Turbina, koju pogone ispušni plinovi, povezana je s kompresorom preko vratila. Energija ispušnih plinova korištena za pogon turbopunjača u protivnom bi bila otpuštena u okoliš što pokazuje da turbonabijanje znatno povećava indicirani rad motora. Na Slika 5 prikazana je shema turbonabijanja. Ispušni plinovi (3) kroz ispuh (I) ulaze u plinsku turbinu (PT) gdje ekspanziraju i predaju energiju u obliku rada plinskoj turbini te izlaze dalje u ispušni sustav (4). Energija predana plinskoj turbini prenosi se putem vratila na kompresor (K). Svježi radni medij (1) ulazi u kompresor gdje mu se predaje energija. Na izlazu iz kompresora (2) svježi radni medij ima povećani tlak i temperaturu. Da bi se omogućilo veće punjenje cilindra, zagrijani radni medij prolazi kroz hladnjak (H) gdje mu se odvodi toplina prije ulaska u cilindar.



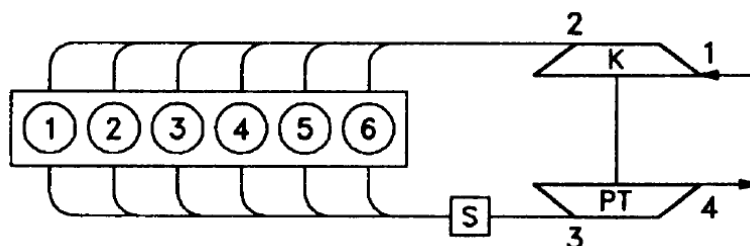
Slika 5. Shema turbonabijanja [2]

Veličina turbine određuje ponašanje turbopunjača – premala turbina daje visoke tlakove nabijanja pri niskim brzinama vrtnje, ali dovodi do zagušenja motora pri visokim brzinama vrtnje dok prevelika turbina daje visoke tlakove nabijanja pri visokim brzinama vrtnje, ali pri niskim brzinama vrtnje dovodi do pojave poznate pod nazivom turbo-rupa (engl. turbo lag) [2].

Vrste turbonabijanja prema [2]:

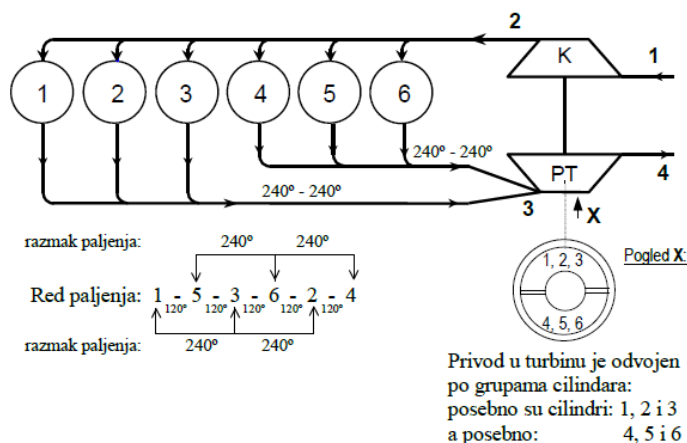
- Turbonabijanje statičkim tlakom,
- Turbonabijanje dinamičkim tlakom.

Kod turbonabijanja statičkim tlakom (Slika 6) ispušne cijevi svih cilindara povezane su u sabirnik (S) koji smiruje impulse tlaka uzrokovane periodičkim promjenama tlaka u cilindru i otvaranjem i zatvaranjem ispušnih ventila.



Slika 6. Turbonabijanje statičkim tlakom [2]

Kod turbonabijanja dinamičkim tlakom impuls tlaka koji nastaje otvaranjem ispušnog ventila koristi se za pogon turbine turbopunjača. Kako impuls tlaka jednog cilindra ne bi ometao ispiranje drugog cilindra, ispušni se plinovi do turbine dovode odvojenim cijevima (Slika 7). Na jednu cijev mogu biti povezana najviše tri cilindra s jednakim razmakom paljenja.

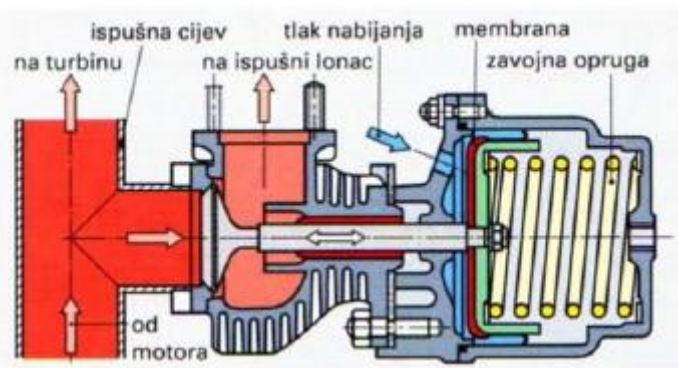


Slika 7. Turbonabijanje dinamičkim tlakom [2]

Radom i brzinom turbopunjača može se upravljati regulacijom protoka ispušnih plinova kroz turbinu pomoću regulacijskog ventila (engl. waste-gate) ili turbine s varijabilnom geometrijom.

3.2.1. Turbopunjač s regulacijskim ventilom

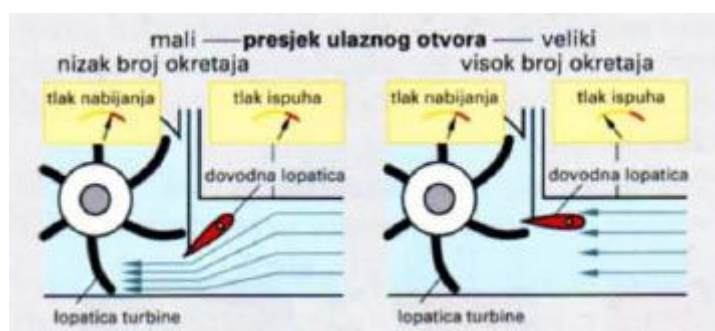
Kod turbopunjača s regulacijskim ventilom brzina vrtnje turbopunjača, koja određuje tlak nabijanja na kompresorskoj strani, regulira se regulacijskim ventilom (Slika 8) na način da se dio ispušnih plinova po potrebi preusmjeri prestrujnim kanalom, zaobilazeći turbinu, direktno u ispušnu cijev. Na taj način manje ispušnih plinova prolazi kroz turbinu turbopunjača te se brzina vrtnje smanjuje, a samim time smanjuje se tlak nabijanja i sprječava se ulazak kompresora u područje rada s nestabilnim protokom zraka.



Slika 8. Regulacijski ventil turbopunjača [3]

3.2.2. Turbopunjač s turbinom promjenjive geometrije

Turbopunjači koji za pogon koriste turbinu promjenjive geometrije (engl. variable nozzle turbine – VNT) imaju za glavnu prednost mogućnost optimalnog rada u čitavom području brzina vrtnje motora. Princip rada temelji se na upotrebi lopatica, kojima se kut zakreta može mijenjati, oko kola turbine. Pravilnim pozicioniranjem lopatica usmjerava se strujanje ispušnih plinova (Slika 9). Zatvaranjem lopatica na niskim brzinama vrtnje motora smanjuje se površina prestrujavanja čime se ispušnim plinovima povećava brzina strujanja kako bi lakše zavrtjeli turbinu (smanjuje se turbo-rupa). Također, pri niskim brzinama ispušni plinovi se usmjeravaju na obod turbinskog kola čime se povećava krak djelovanja sile na turbinu pa to dodatno olakšava pokretanje turbine. S porastom brzine vrtnje motora, lopaticama koje okružuju turbinsko kolo povećava se otvorenost čime se povećava površina prestrujavanja. Pri velikim brzinama vrtnje motora površina prestrujavanja je tolika da dovoljno smanji brzinu strujanja ispušnih plinova da ne dođe do zagušivanja turbine.

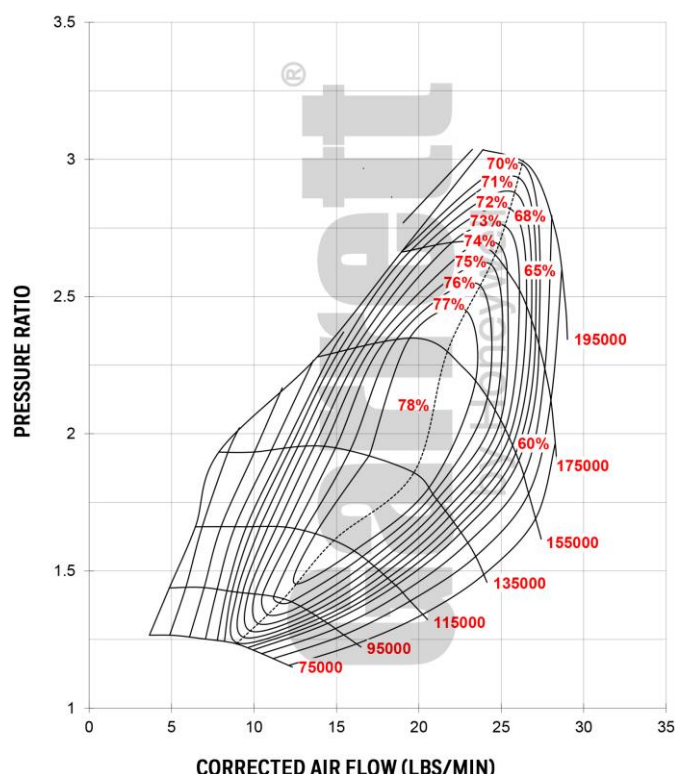


Slika 9. Princip rada turbopunjača s VNT [3]

Pokretanje dovodnih lopatica vrši se istodobno za sve lopatice. Lopatice su postavljene po cijelom obodu turbinskog kola i međusobno su povezane s vanjske strane turbine pomoću zakretnog diska. Zakretanjem diska preko poluge vrši se istovremeno zakretanje svih lopatica.

3.3. Odabir kompresora turbopunjača

Pri odabiru kompresora turbopunjača bitno je da krivulje tlaka nakon kompresora u ovisnosti o masenom protoku zraka kroz kompresor budu unutar radnog područja kompresora za cijelo područje brzina vrtnje motora. Radno područje kompresora definirano je mapom kompresora (Slika 10) koja prikazuje efikasnost kompresora i ovisnost promjene tlaka nabijanja o masenom protoku zraka kroz kompresor za različite brzine vrtnje turbopunjača. Mapa kompresora omeđena je trima veličinama. S lijeve strane omeđena je linijom nestabilnog rada (engl. surge line), s desne strane linijom zagušenja (engl. choke line) nakon koje efikasnost kompresora naglo pada, te s gornje strane maksimalnom dopuštenom brzinom turbopunjača.



Slika 10. Primjer mape kompresora za kompresor GT2252 proizvođača Garrett [4]

Krivulje promjene masenog protoka u ovisnosti o tlaku na usisu mogu se dobiti pomoću jednadžbe (1) prema [2].

$$\dot{m}_z = m_{z,proc} \cdot \frac{2 \cdot n}{T} = \lambda_{PU} \cdot \rho_{z,stand} \cdot V_H \cdot \frac{2 \cdot n}{T} \quad (1)$$

Stupanj punjenja λ_{PU} računa se prema jednadžbi (2) prema [2].

$$\lambda_{PU} = \frac{m_{z,proc}}{m_{ref}} \quad (2)$$

Nakon izračuna krivulja promjene masenog protoka u ovisnosti o tlaku na usisu potrebno je, ako se razlikuju, maseni protok i brzinu vrtnje turbopunjača svesti na referentne vrijednosti prema jednadžbama (3) i (4) prema [2] gdje indeks ref označava referentne vrijednosti pri kojima je snimljena mapa kompresora, a indeks stv označava stvarne vrijednosti.

$$\dot{m}_{\text{ref,K}} = \dot{m}_z \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_{\text{stv}}}{T_{\text{ref}}}}}{\frac{p_{\text{stv}}}{p_{\text{ref}}}}, \quad (3)$$

$$n_{\text{ref,K}} = n_{\text{stv}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stv}}}}. \quad (4)$$

3.4. Energetski balans turbopunjača

Brzina vrtnje turbopunjača podešava se prema ravnoteži snaga turbine i kompresora. Kako su kompresor i turbina povezani mehaničkom vezom, snaga turbine jednaka je snazi kompresora uvećanoj za mehaničke gubitke. Ravnoteža snage prema [2] glasi:

$$P_K = \eta_{\text{m,TC}} \cdot P_T, \quad (5)$$

gdje je P_K snaga na kompresoru, $\eta_{\text{m,TC}}$ stupanj korisnosti turbopunjača, a P_T snaga na turbini. Turbopunjač će ubrzavati ili usporavati sve dok mu se ne uspostavi balans između snage kompresora i turbine [2]:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I_{\text{TC}}} \cdot \frac{P_T - P_C}{\omega}, \quad (6)$$

gdje je I_{TC} moment inercije rotora turbopunjača.

4. PRORAČUNSKI MODEL

Simulacija je provedena u programskom paketu AVL BOOST.

Za model motora nabijanog turbopunjačem s turbinom konstantne geometrije koristit će se isti model, ista kompresorska mapa i ista turbinska mapa kao i za model s turbinom promjenjive geometrije, ali će se lopatice turbine fiksirati na najoptimalniji položaj. Oba modela koriste statički tlak ispušnih plinova za nabijanje.

4.1. AVL BOOST

Alati za simulacije uvelike su ubrzali razvoj motora s unutarnjim izgaranjem. Brži su i jeftiniji od metoda pokušaja i pogrešaka i eksperimentalnih metoda.

Vrste proračuna kod simulacija možemo podijeliti prema [5] na:

- MKE – Metoda konačnih elemenata
- CFD – Računalna dinamika fluida
- Rane metode rješavanja diferencijalnih jednadžbi (dinamika)
- Termodinamički proračuni (0D-CFD)

AVL BOOST koristi 1D proračunski model strujanja radnog medija i 0D termodinamički proračunski model za proces izgaranja u cilindru.

4.2. Vibeov model izgaranja

Vibeov matematički model omogućava proračun toka izgaranja stvarnog procesa u cilindru.

Krivulja otpuštanja topline računa se prema izrazu (7) [6]:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}}, \quad (7)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q}, \quad (8)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c}, \quad (9)$$

gdje je:

Q – Ukupna energija unesena gorivom,

a – Vibeov parametar,

α – Kut zakreta koljenastog vratila,

α_o – Kut zakreta koljenastog vratila na kojem započinje izgaranje,

$\Delta\alpha_c$ – Trajanje izgaranja izraženo preko kuta zakreta koljenastog vratila,

m – Vibeova značajka izgaranja.

Vibeova funkcija $x=x(\alpha)=x(t)$ predstavlja udio mase goriva izgorjelog od početka izgaranja do trenutka t i računa se prema jednadžbi (10) [6]:

$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} \cdot d\alpha = \frac{m_G}{m_{G,proc}} = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}}, \quad (10)$$

gdje je:

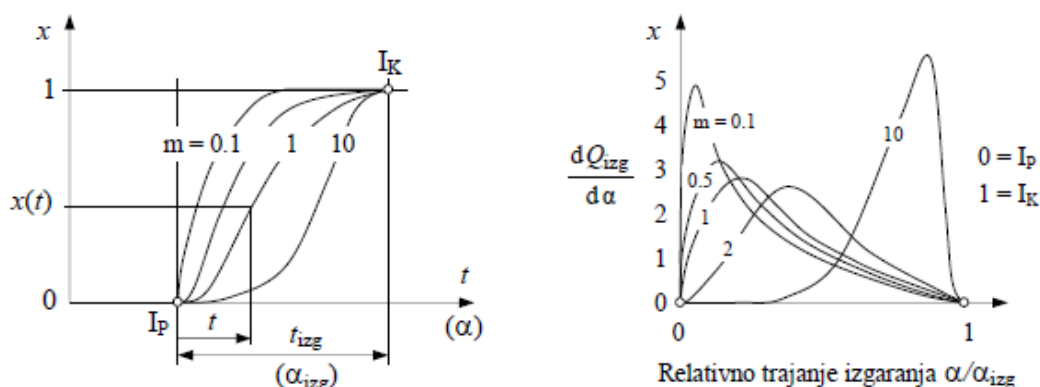
m_G – Masa izgorjelog goriva u promatranom trenutku,

$m_{G,proc}$ – Ukupna masa goriva.

Vibeov parametar a određuje se uz pretpostavku da je na kraju izgaranja izgorjelo 99,9% mase goriva. Prema jednadžbi (10) dobiva se jednadžba (11) :

$$a = \frac{-\ln\left(1 - \frac{m_G}{m_{G,proc}}\right)}{\ln\left(e^{y^{(m+1)}}\right)} = -\ln\left(1 - \frac{m_G}{m_{G,proc}}\right) = -\ln(1 - 0,999) = 6,9. \quad (11)$$

Na Sliku 11 prikazana je Vibeova funkcija x i zakon oslobađanja topline za razne vrijednosti značajke izgaranja m .



Slika 11. Vibeova funkcija x i zakon oslobađanja topline za razne vrijednosti značajke izgaranja m [2]

Vibeov model izgaranja je vrlo jednostavan i lako ga se definira uz pomoć malog broja parametara, ali ne uzima u obzir različite oblike prostora izgaranja, primjenu različitih goriva ni način strujanja radnog medija unutar cilindra [5].

4.3. PID regulator

Proporcionalno-integralno-derivacijski (PID) regulacijski uređaj omogućava kontrolu vrijednosti parametara nekog elementa na temelju razlike između stvarnog odziva te vrijednosti i željenog odziva.

Proporcionalni član PID regulatora omogućava bržu konvergenciju vrijednosti uz određenu grešku. Integralni i derivacijski članovi smanjuju grešku uz povećanje vremena potrebnog za konvergenciju. Iznos članova je bitan jer prevelike ili premale vrijednosti mogu dovesti do velikih oscilacija i nestabilnosti sustava. Također treba voditi računa kojeg je predznaka razlika između željene i trenutne vrijednosti i treba li izlaz PID regulatora bit pozitivan ili negativan te prema tome odabrati predznak članova.

4.4. Odabrani motor za provedbu simulacije

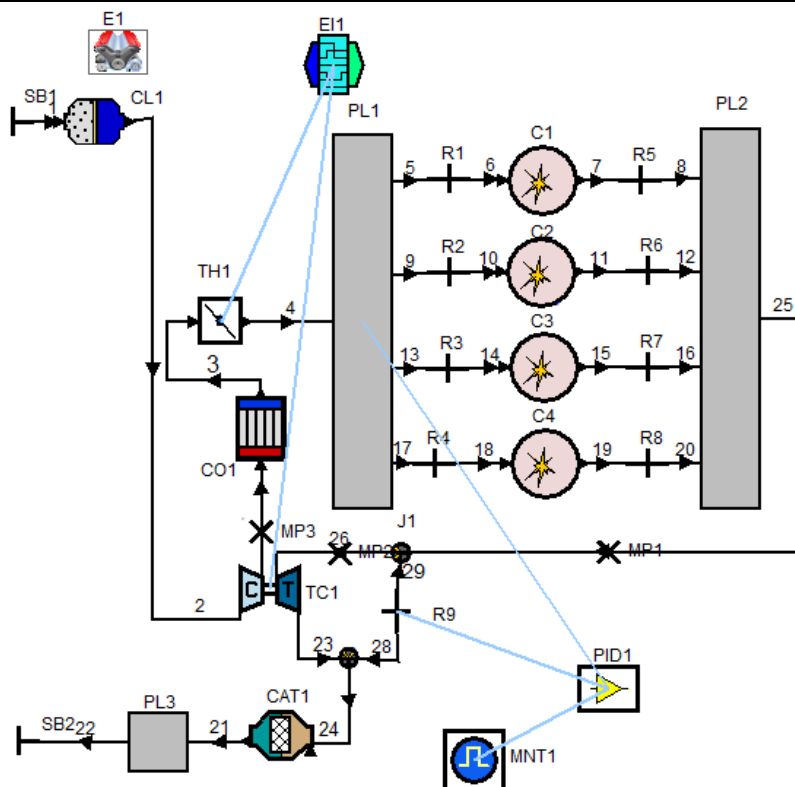
Za provedbu simulacije odabran je redni 4-taktni Ottov motor s 4 cilindra, radnog volumena 2 l i nazivne snage 147 kW. Detaljniji podaci o motoru dani su u Tablica 1.

Tablica 1. Osnovni podaci odabranog motora [7]

Radni volumen	1984 cm ³
Promjer cilindra	82,5 mm
Hod cilindra	92,8 mm
Broj ventila po cilindru	4
Kompresijski omjer	10,5:1
Najveća snaga	147 kW pri 5100-6600 min ⁻¹
Najveći moment vrtnje	280 Nm pri 1800-4700 min ⁻¹
Prilagodba bregastog vratila	42° koljenastog vratila

4.5. Proračunski model

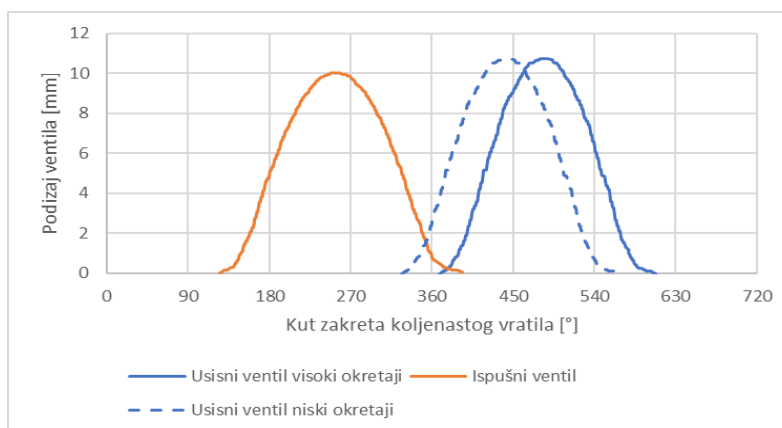
Na Slika 12 prikazana je shema proračunskog modela odabranog motora izrađena u programu AVL BOOST. Proračun strujanja se temelji na 1-D proračunu – metoda konačnih volumena, dok se izgaranje u cilindru odvija prema termodinamičkom (0-D) modelu.



Slika 12. Shema proračunskog modela odabranog motora

4.6. Krivulja podizaja ventila

Krivulja podizaja ventila učitava se kao tekstualna datoteka koja sadrži podatke o iznosu podizaja ventila u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Odabrani motor ima mogućnost upravljanja točkom otvaranja odnosno zatvaranja usisnih ventila pomicanjem cijelog profila podizaja za maksimalno 42 stupnja koljenastog vratila. Na Slika 13 prikazani su dva krajnja profila podizaja usisnih ventila (plavo) i profil podizaja ispušnih ventila (narančasto). S porastom broja okretaja usisni ventili kasnije se otvaraju. Maksimalni podizaj usisnih ventila iznosi 10,75 mm dok maksimalni podizaj ispušnih ventila iznosi 10,05 mm.



Slika 13. Krivulje podizaja ventila

4.7. Odabir kompresorske mape

Odabir kompresorske mape proveo se pomoću pojednostavljenog modela turbine na način da se definiralo 5 različitih vrijednosti omjera tlaka na izlazu i ulazu u kompresor, od 1,2 do 2,4 s razmakom od 0,3. Simulacija se zatim provela za cijelo područje brzina vrtnje s razmakom od 500 min^{-1} . Rezultati simulacije prikazani su u Tablica 2.

Tablica 2. Maseni protok [kg/s] za različite brzine vrtnje i omjere tlakova

Omjer tlakova Broj okretaja [min^{-1}]	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4
1000	0,018	0,023	0,027	0,031	0,035
1500	0,028	0,035	0,042	0,049	0,056
2000	0,037	0,046	0,054	0,063	0,072
2500	0,047	0,058	0,069	0,079	0,090
3000	0,055	0,068	0,081	0,094	0,107
3500	0,063	0,077	0,092	0,107	0,121
4000	0,078	0,096	0,114	0,131	0,148
4500	0,083	0,104	0,123	0,142	0,160
5000	0,091	0,113	0,134	0,154	0,173
5500	0,099	0,123	0,145	0,166	0,186
6000	0,107	0,132	0,156	0,178	0,198
6500	0,114	0,141	0,166	0,189	0,202
7000	0,121	0,149	0,174	0,198	0,212

Kako većina dostupnih kompresorskih mapa na internetu maseni protok ima izražen u lb/min potrebno je maseni protok iz Tablica 2, koji je izražen u kg/s, preračunati u lb/min prema jednadžbi (12).

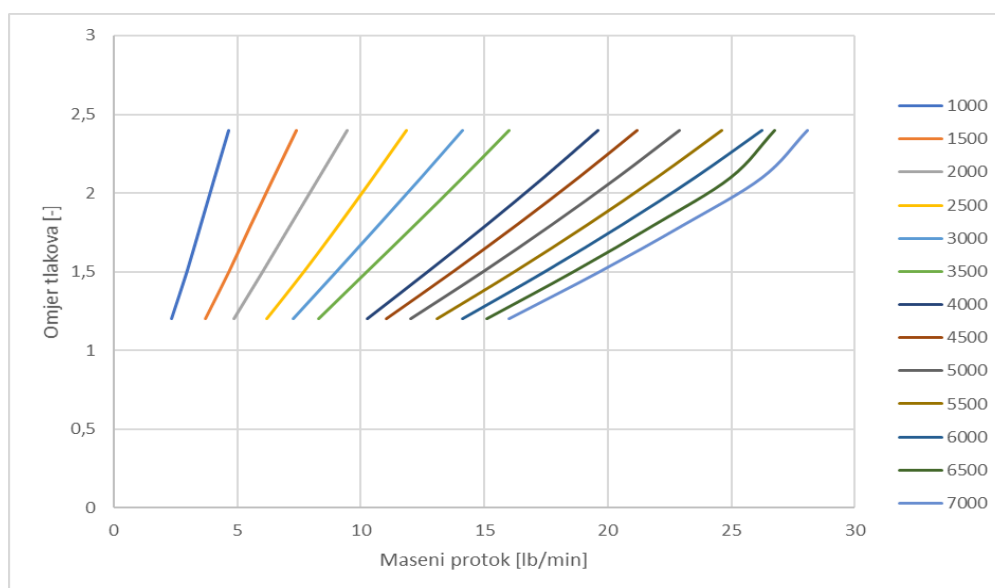
$$\dot{m}[\text{lb/min}] = 2,2046226218 \cdot 60 \cdot \dot{m}[\text{kg/s}], \quad (12)$$

Tablica 3 prikazuje maseni protok izražen u lb/min u ovisnosti o omjeru tlakova i brzini vrtnje motora.

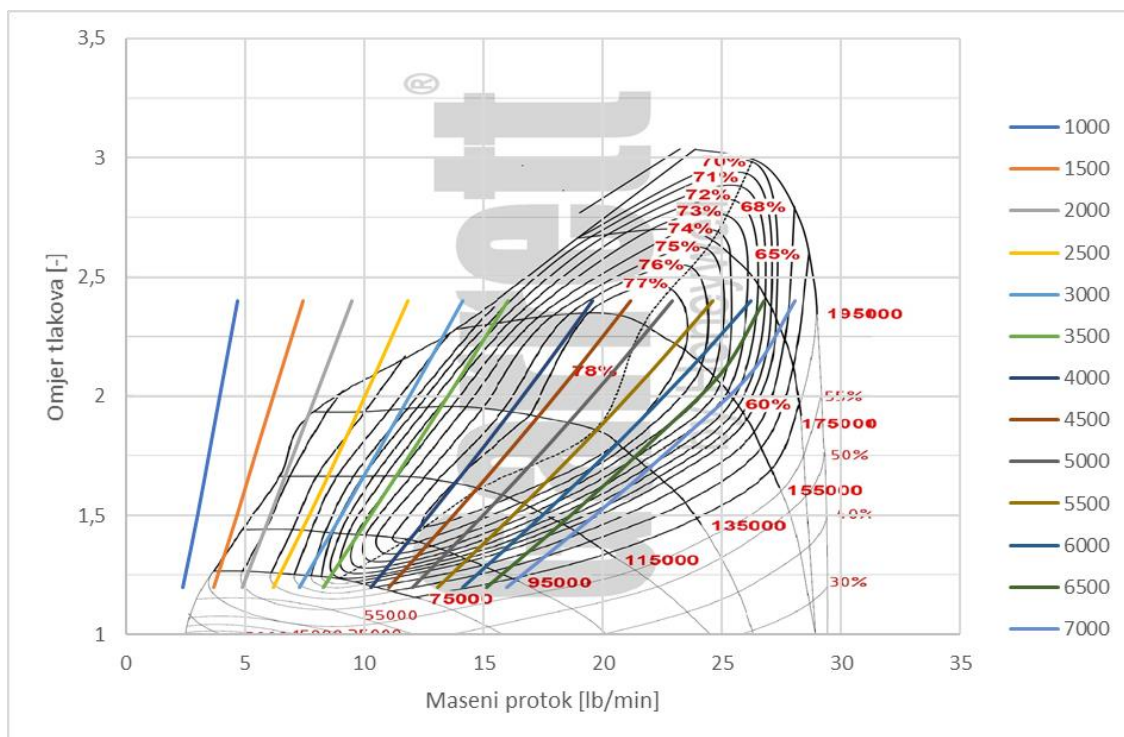
Tablica 3. Maseni protok [lb/min] za različite brzine vrtnje i omjere tlakova

Omjer tlakova Broj okretaja [min^{-1}]	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4
1000	0,018	0,023	0,027	0,031	0,035
1500	0,028	0,035	0,042	0,049	0,056
2000	0,037	0,046	0,054	0,063	0,072
2500	0,047	0,058	0,069	0,079	0,090
3000	0,055	0,068	0,081	0,094	0,107
3500	0,063	0,077	0,092	0,107	0,121
4000	0,078	0,096	0,114	0,131	0,148
4500	0,083	0,104	0,123	0,142	0,160
5000	0,091	0,113	0,134	0,154	0,173
5500	0,099	0,123	0,145	0,166	0,186
6000	0,107	0,132	0,156	0,178	0,198
6500	0,114	0,141	0,166	0,189	0,202
7000	0,121	0,149	0,174	0,198	0,212

Slika 1 prikazuje grafički prikaz promjene masenog protoka u ovisnosti o zadanom tlaku nabijanja za pojedine brzine vrtnje.

**Slika 14. Ovisnost omjera tlakova i masenog protoka**

Nakon preračunavanja krivulja omjera tlakova u ovisnosti o masenom protoku potrebno je odabrati kompresorsku mapu unutar koje će se smjestiti sve, ili barem većina krivulja. Kako na internetu postoji malen broj kompresorskih mapa, nije bilo moguće naći mapu koja bi zadovoljavala za sve brzine vrtnje motora pa krivulje za 1000 min^{-1} potpuno i za 1500 min^{-1} djelomično ispadaju izvan radnog područja kompresora i pri njima se neće moći ostvariti tlak nabijanja. Kompresorske mape dostupne na internetu nisu potpune pa je mapu bilo potrebno proširiti do područja omjera tlakova iznosa 1. Odabrana proširena kompresorska mapa s ucrtanim krivuljama promjene omjera tlakova u ovisnosti o masenom protoku prikazana je na Slika 15.



Slika 15. Odabrana proširena kompresorska mapa [4]

4.8. BOOST turbocharger tool

Nakon odabira kompresorske mape potrebno je tu mapu pretvoriti u podatke koje model turbopunjača može pročitati. Uz pomoć programa za očitavanje koordinata točaka mapu, koja je u obliku slike, potrebno je pretvoriti u tekstualni dokument s koordinatama točaka koje aproksimiraju krivulje u mapi. Program AVL BOOST nudi pomoćni alat pod nazivom „BOOST turbocharger tool“ uz pomoć kojeg se kreira datoteka s nastavkom .btc na način da se za svaku brzinu vrtnje turbopunjača unose točke koje sadrže vrijednosti omjera tlakova na ulazu i izlazu iz kompresora, maseni protok kroz kompresor te stupanj korisnosti kompresora. Tako kreirana datoteka zatim se može učitati u model turbopunjača.

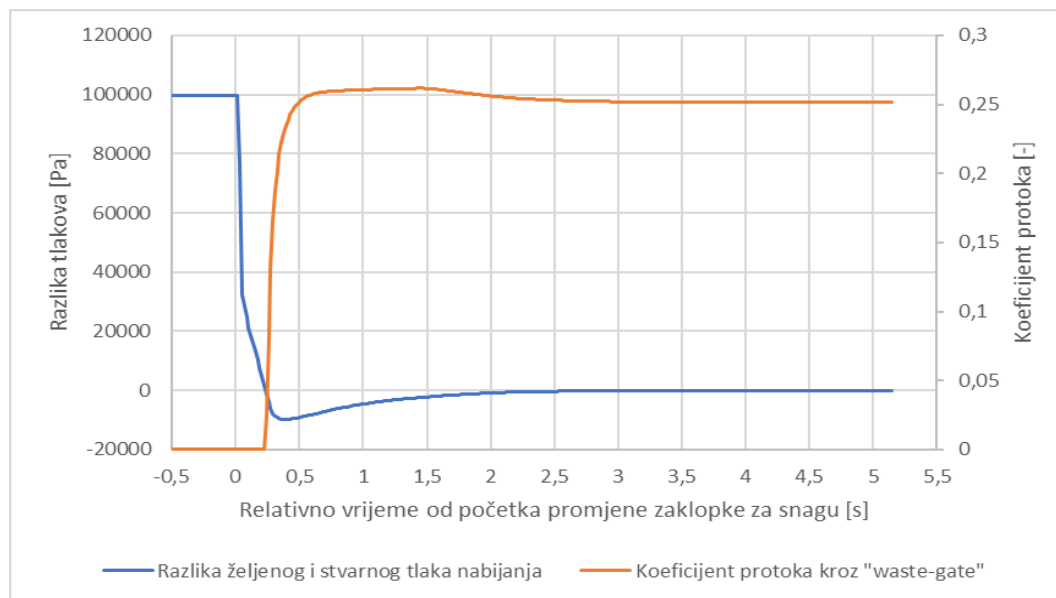
4.9. Regulacija tlaka nabijanja

Kod modela s turbinom s konstantnom geometrijom regulacija tlaka nabijanja izvodi se putem regulacijskog ventila (engl. waste-gate).

Regulacijski ventil je izveden pomoću prigušivača (engl. restriction) čiji koeficijent protoka mijenja PID regulator. PID regulator mjeri tlak nabijanja prije cilindra te ako je taj tlak veći od željenoga, povećava koeficijent protoka prigušivača (R9 Slika 12) te time smanjuje brzinu vrtnje turbopunjača čime se smanjuje i tlak nabijanja.

Kod modela s promjenjivom turbinom, zbog nedostupnosti prikladnih mapa turbopunjača, tlak nabijanja se regulira promjenom položaja lopatica turbine dok se ne dosegne krajnji položaj, a daljnja regulacija tlaka nabijanja vrši se na prethodno opisan način pomoću regulacijskog ventila.

Na sljedećem dijagramu (Slika 16) prikazana je regulacija koeficijenta protoka prigušivača koji predstavlja regulacijski ventil. Koeficijent protoka se ne počinje mijenjati odmah nakon promjene kuta zaklopke za snagu jer je potrebno određeno vrijeme da stvarni tlak nabijanja naraste na iznos veći od željenog. Kada se to dogodi PID regulator u ovisnosti o toj razlici i iznosu proporcionalnog, integracijskog i derivacijskog člana mijenja koeficijent protoka dok ne postigne vrijednost pri kojoj je željeni tlak nabijanja jednak stvarnom.

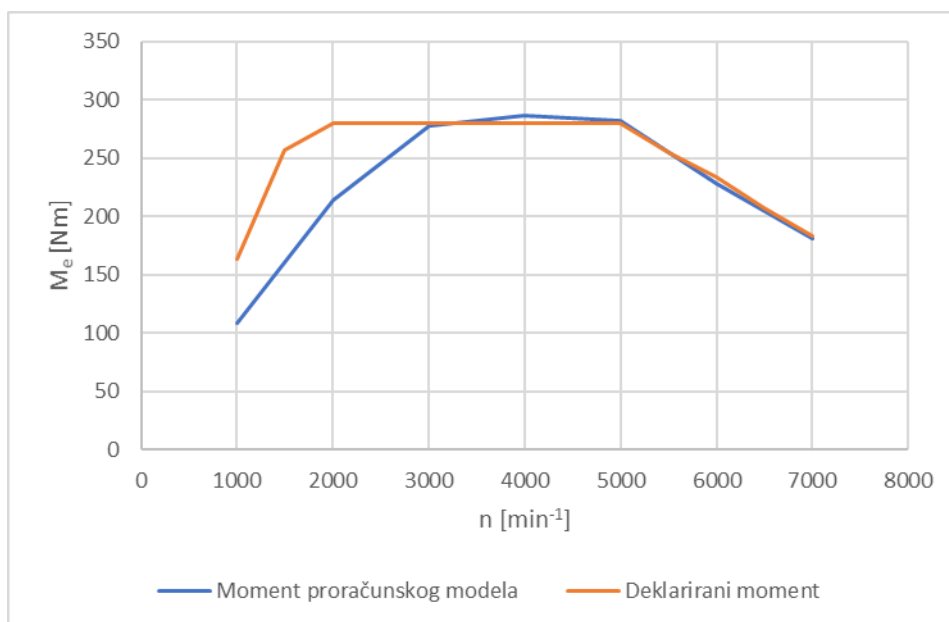


Slika 16. Regulacija koeficijenta protoka pomoću PID regulatora

5. REZULTATI SIMULACIJE

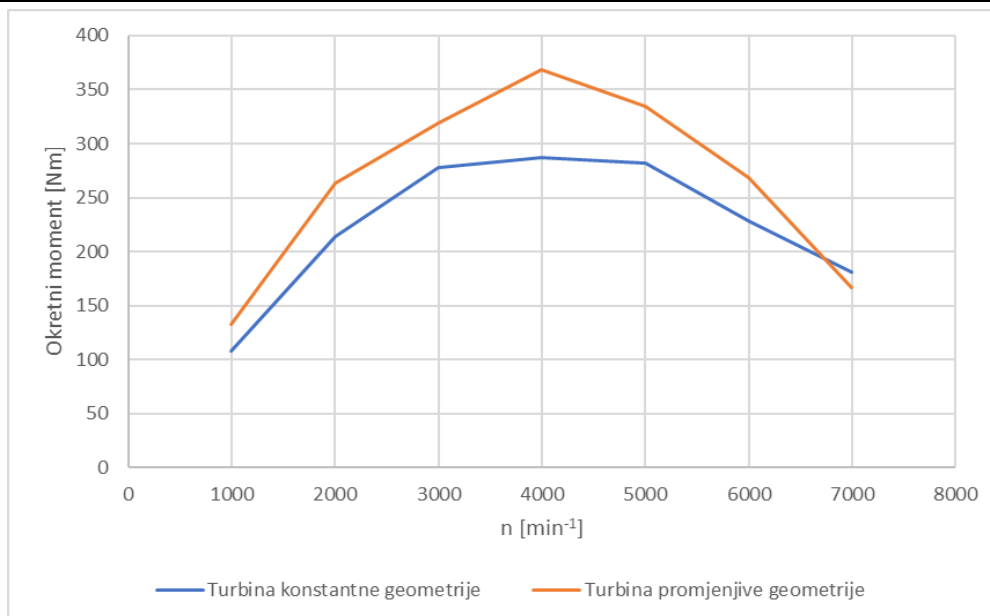
5.1. Momentni dijagram za puno opterećenje

Slika 17 prikazuje usporedbu deklariranog momenta i momentnog dijagrama modela s turbinom s konstantnom geometrijom. Iz slike je vidljivo da na niskim brzinama vrtnje moment proračunskog modela i onaj deklariran od strane proizvođača nisu isti. Najveći razlog tomu, uz nedostupnost brojnih drugih podataka, je nedostupnost mapa turbopunjača koji je korišten u odabranom motoru. Odabrana mapa kompresora u ovom radu, iako najbolje odgovara proračunskom modelu, ne obuhvaća područje rada motora pri niskim brzinama vrtnje.



Slika 17. Usporedba momenta proračunskog modela i deklariranog momenta

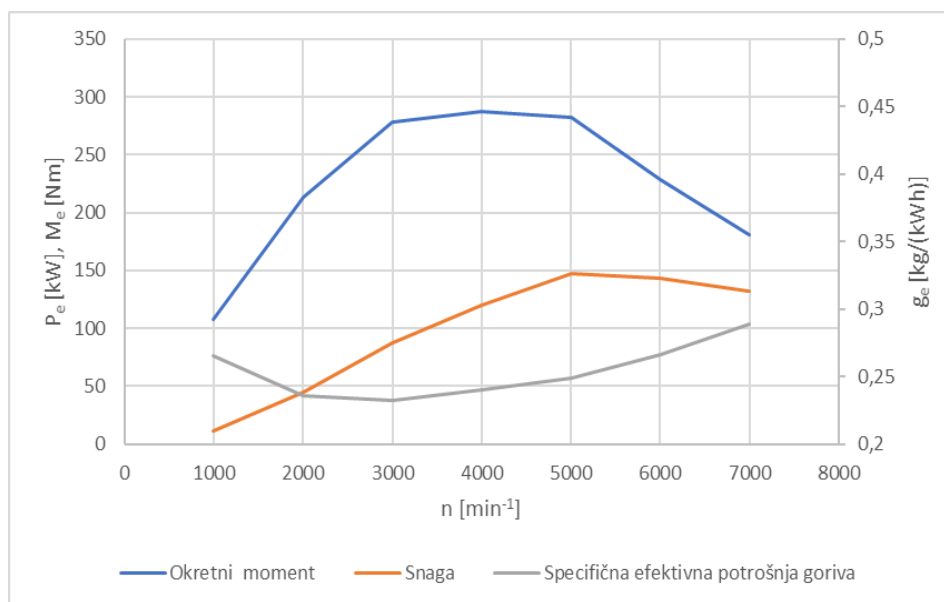
Na Slika 18 prikazana je usporedba okretnog momenta u ovisnosti o brzini vrtnje motora dobivenog modelom s turbinom konstantne geometrije i modelom s turbinom promjenjive geometrije. Zbog nedostupnosti odgovarajućih mapa za kompresor, turbinu s konstantnom i turbinu s promjenjivom geometrijom, moment na visokim brzinama vrtnje se ne razlikuje puno. Najveći razlog tomu je dostupnost samo jedne turbinske mape koja je premala za odabrani motor, a to, kako je već spomenuto na početku ovog rada, pri visokim brzinama vrtnje dovodi do zagušenja motora.



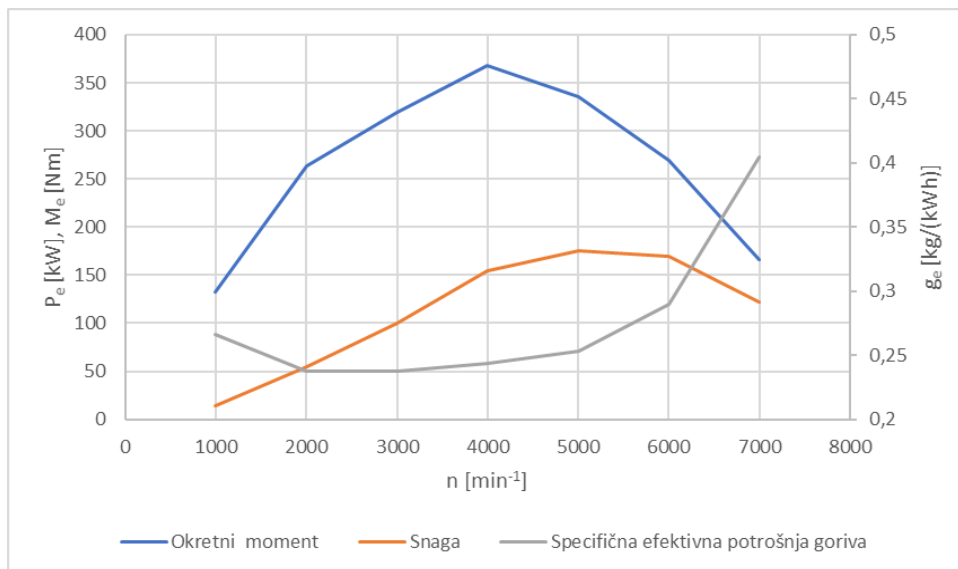
Slika 18. Usporedba okretnog momenta pri punom opterećenju

5.2. Značajke modela pod punim opterećenjem

Na Sliku 19 prikazane su značajke modela s turbinom konstantne geometrije pod punim opterećenjem dok su na Sliku 20 prikazane značajke modela s turbinom promjenjive geometrije također pod punim opterećenjem.



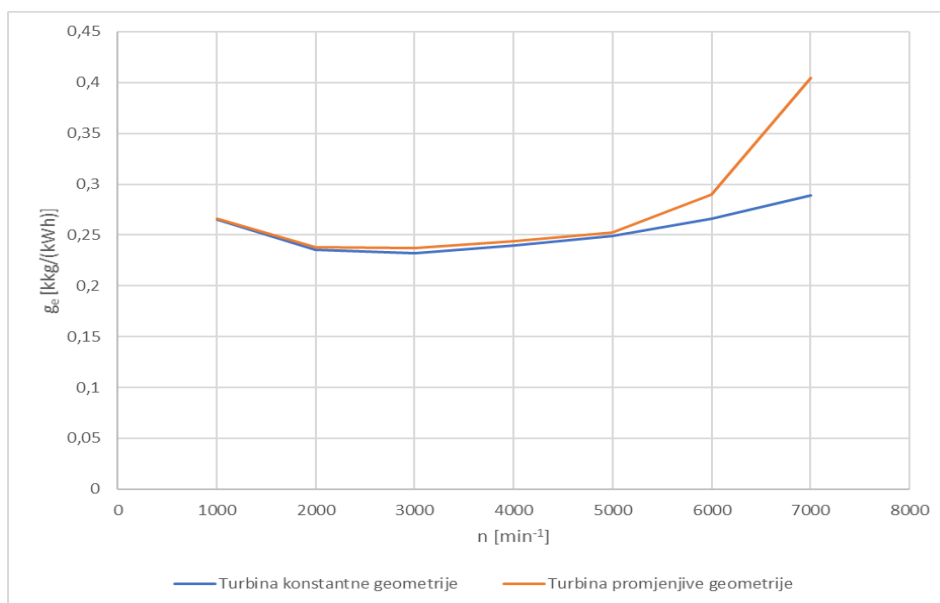
Slika 19. Značajke modela s turbinom konstantne geometrije pri punom opterećenju



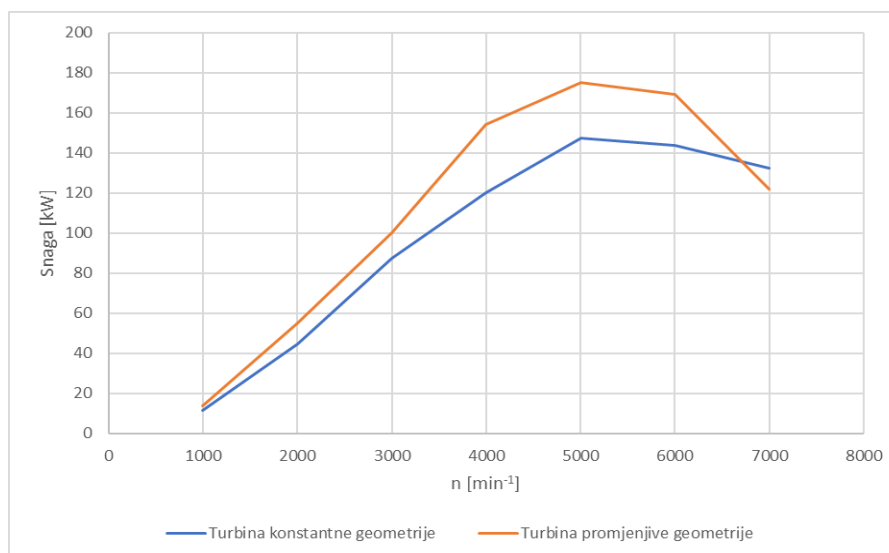
Slika 20. Značajke modela s turbinom promjenjive geometrije pri punom opterećenju

Pri brzinama vrtnje većim od 3000 min⁻¹, zbog korištenja premale turbine koja se pri tim brzinama vrtnje i pri punom opterećenju ponaša kao turbina konstantne geometrije, djelomično se gube prednosti korištenja turbine promjenjive geometrije.

Na slijedećim dijagramima prikazana je usporedba specifične efektivne potrošnje goriva i snage oba modela. Vidljivo je da model s turbinom promjenjive geometrije ostvaruje znatno više snage što je najizraženije na srednjim brzinama vrtnje. Najveći razlog tomu je upotreba kompresorske mape koja više odgovara višim brzinama vrtnje motora i upotreba turbinske mape koja je namijenjena za niže brzine vrtnje motora.



Slika 21. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva pri punom opterećenju



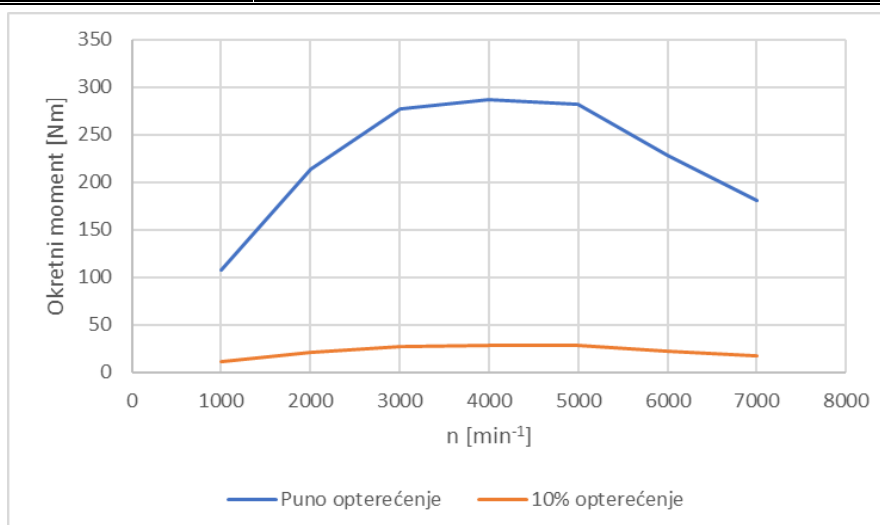
Slika 22. Usporedba snage pri punom opterećenju

5.3. Određivanje kuta zaklopke za djelomično opterećenje

Za oba modela kut zaklopke pri djelomičnom opterećenju određuje se stacionarnim simulacijama za iznos 10% maksimalnog momenta. U Tablica 4 dane su vrijednosti kuta zaklopke za različite brzine vrtnje za ostvarivanje 10% maksimalnog momenta za model s turbinom konstantne geometrije. Slika 23 prikazuje usporedbu djelomičnog i punog opterećenja za model s turbinom konstantne geometrije.

Tablica 4. Kut zaklopke za snagu za djelomično opterećenje modela s konstantnom geometrijom

Brzina vrtnje [min ⁻¹]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000
Kut zaklopke [°]	0,466	1,797	3,37	4,695	5,815	6,42	6,94

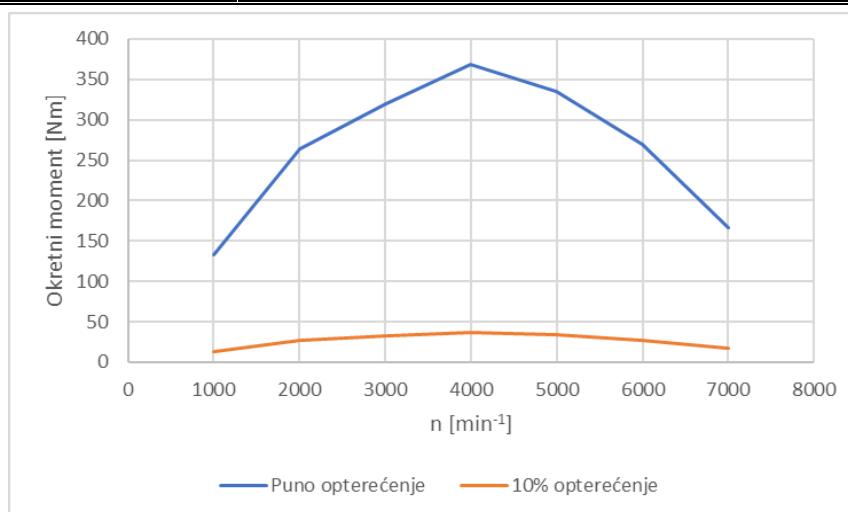


Slika 23. Puno i djelomično opterećenje modela s turbinom konstantne geometrije

Tablica 5 prikazuje vrijednosti kuta zaklopke i položaja lopatica turbine promjenjive geometrije za ostvarivanje djelomičnog opterećenja u iznosu od 10% za model s turbinom promjenjive geometrije, a Slika 24 prikazuje usporedbu djelomičnog i punog opterećenja za model s turbinom promjenjive geometrije.

Tablica 5. Kut zaklopke za snagu i položaj lopatica promjenjive turbine za djelomično opterećenje

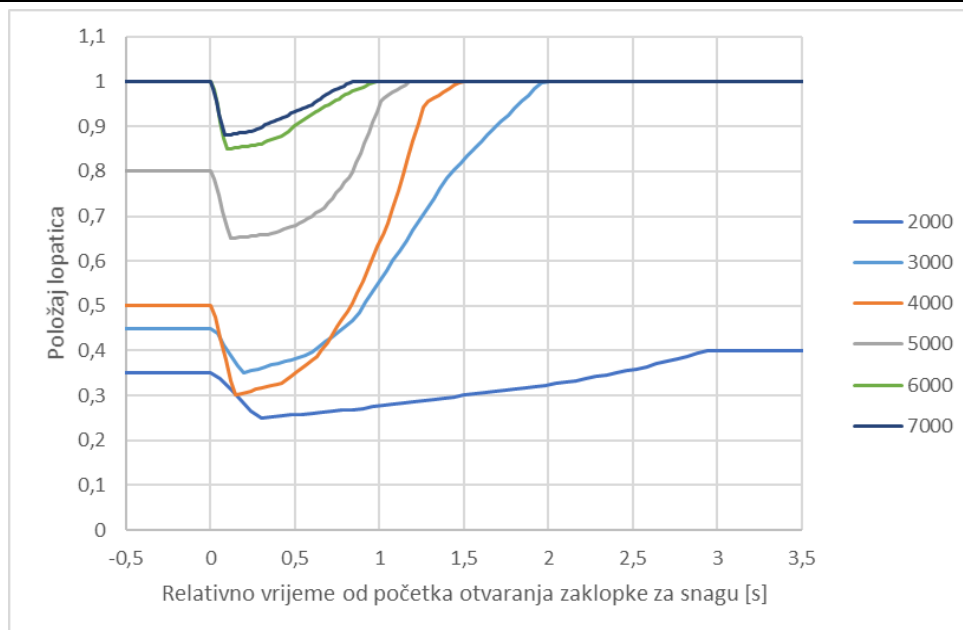
Brzina vrtnje [min^{-1}]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000
Kut zaklopke [$^{\circ}$]	0,64	2,08	3,55	4,99	5,8	6,97	7,25
Položaj lopatica	0,1	0,35	0,45	0,5	0,8	1	1



Slika 24. Puno i djelomično opterećenje modela s turbinom konstantne geometrije

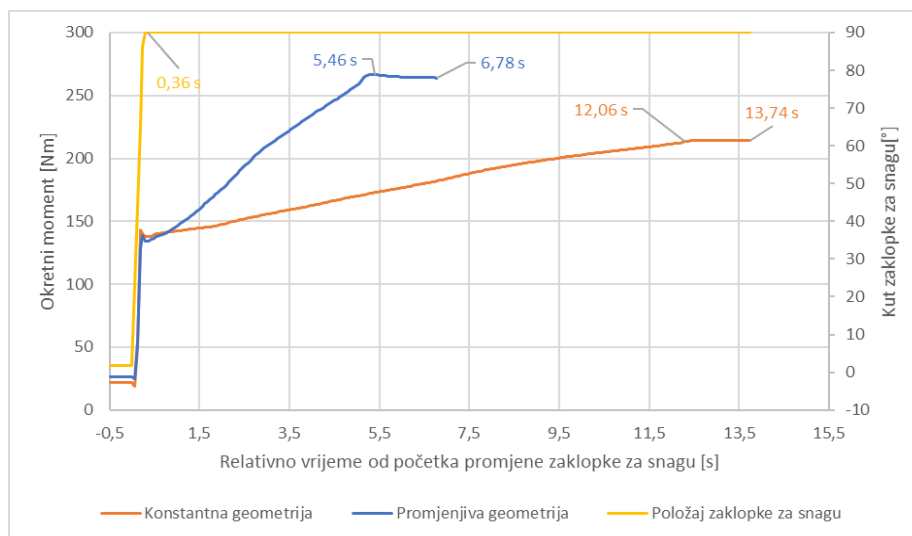
5.4. Usporedba odziva za oba modela pri nagloj promjeni zaklopke za snagu

Na slijedećim dijagramima (Slika 26 do Slika 30) prikazana je usporedba odziva okretnog momenta modela s turbinom konstantne geometrije (narančasto) i modela s turbinom promjenjive geometrije (plavo). Promjena zaklopke za snagu prikazana je, radi preglednosti, samo na prvom dijagramu (Slika 26) dok je dijagram položaja lopatica turbine promjenjive geometrije pokazan na zasebnom dijagramu (Slika 25). Na dijagramima (Slika 26 do Slika 30) prve vrijednosti na svakoj krivulji označavaju vrijeme potrebno za postizanje >99% konačne vrijednosti dok posljednje vrijednosti označavaju vrijeme potrebno za postizanje >99,9% konačne vrijednosti okretnog momenta. Usporedba odziva pri 1000 i 7000 min^{-1} nije prikazana jer ne daje željene rezultate. Pri 1000 min^{-1} radna točka kompresora pri punom opterećenju za oba modela nalazi se u nestabilnom području pa ne može ostvariti nabijanje dok pri 7000 min^{-1} , zbog korištenja premale turbine, dolazi do zagušivanja motora pa se vrijeme odziva znatno povećava.



Slika 25. Promjena položaja lopatica turbine promjenjive geometrije

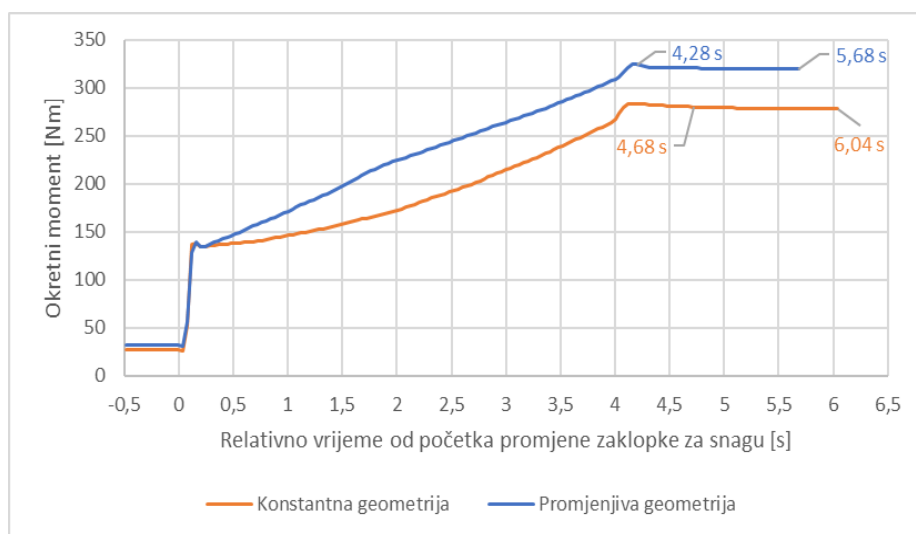
5.4.1. 2000 min⁻¹



Slika 26. Usporedba odziva pri 2000 min⁻¹

Veliko potrebno vrijeme do postizanja konačne vrijednosti za model s turbinom konstantne geometrije uzrokovano je, kako je vidljivo prema Slika 31, radnom točkom kompresora koja se pri djelomičnom opterećenju nalazi u nestabilnom području rada kompresora te je potrebno dodatno vrijeme prije nego što ta radna točka uđe u normalno radno područje.

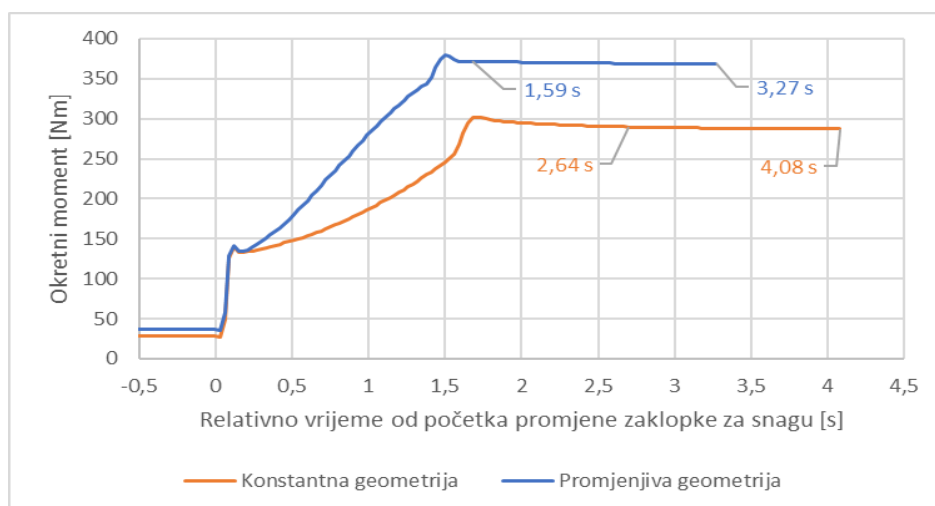
5.4.2. 3000 min⁻¹



Slika 27. Usporedba odziva pri 3000 min⁻¹

Vidljivo je iz dijagrama (Slika 27) da pri 3000 min⁻¹ korištenjem turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije dolazi do smanjenja vremena odziva u odnosu na turbopunjač s turbinom konstantne geometrije za 8,55% pri 99% konačne vrijednosti, odnosno 5,96% pri 99,9% konačne vrijednosti.

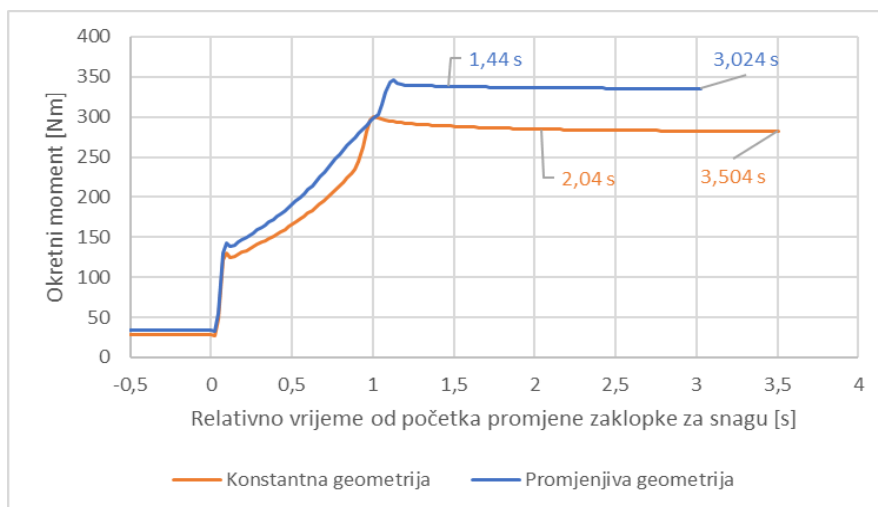
5.4.3. 4000 min⁻¹



Slika 28. Usporedba odziva pri 4000 min⁻¹

Vidljivo je iz dijagrama (Slika 28) da pri 4000 min⁻¹ korištenjem turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije dolazi do smanjenja vremena odziva u odnosu na turbopunjač s turbinom konstantne geometrije za 39,77% pri 99% konačne vrijednosti, odnosno 19,85% pri 99,9% konačne vrijednosti.

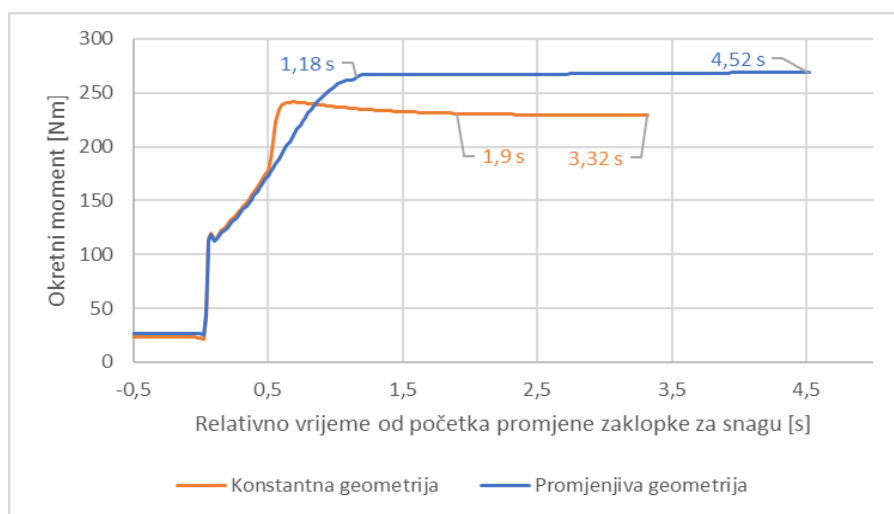
5.4.4. 5000 min⁻¹



Slika 29. Usporedba odziva pri 5000 min⁻¹

Vidljivo je iz dijagrama (Slika 29) da pri 5000 min⁻¹ korištenjem turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije dolazi do smanjenja vremena odziva u odnosu na turbopunjač s turbinom konstantne geometrije za 29,41% pri 99% konačne vrijednosti, odnosno 13,7% pri 99,9% konačne vrijednosti.

5.4.5. 6000 min⁻¹

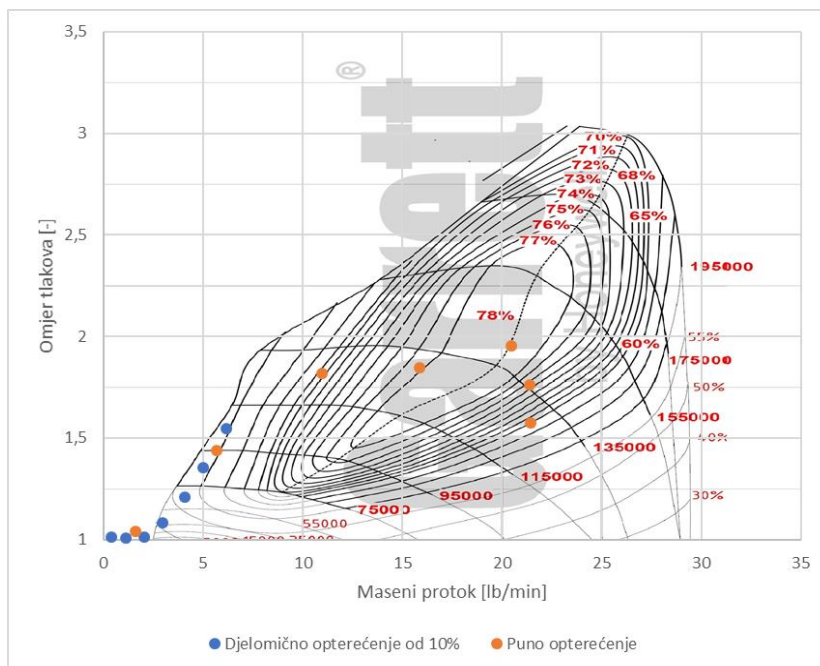


Slika 30. Usporedba odziva pri 6000 min⁻¹

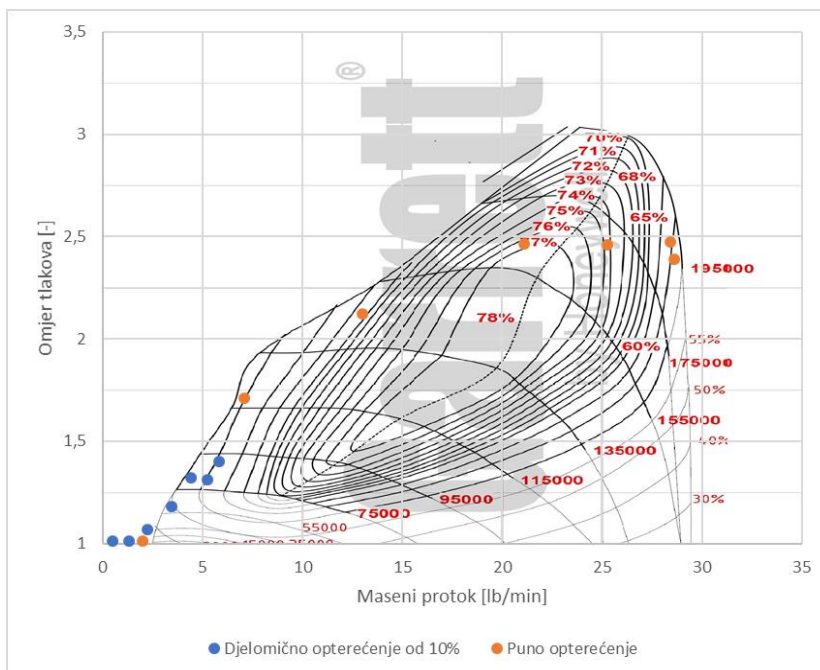
Pri brzini vrtnje od 6000 min⁻¹ vrijeme potrebno za postizanje 99,9% konačne vrijednosti kod modela s turbinom promjenjive geometrije veće je nego kod modela s turbinom konstantne geometrije jer dolazi do izražaja problem zagušivanja motora zbog primjene premale turbine. Iz prethodnih dijagrama vidljivo je da promjenjiva geometrija turbine omogućava brži odziv na nagle promjene opterećenja. Također je vidljivo da omogućava postizanje većeg konačnog momenta.

5.5. Radne točke kompresora

Na slijedećim dijagramima (Slika 31, Slika 32) prikazane su radne točke kompresora za oba modela pri djelomičnom opterećenju od 10% (plavo) i pri punom opterećenju (narančasto). Redom slijeva nadesno prva točka označava 1000 min^{-1} , druga 2000 min^{-1} itd. Ovdje vidimo da pri 1000 min^{-1} radna točka pri punom opterećenju za oba modela nalazi se u nestabilnom području rada kompresora pa ne može ostvariti nabijanje motora.



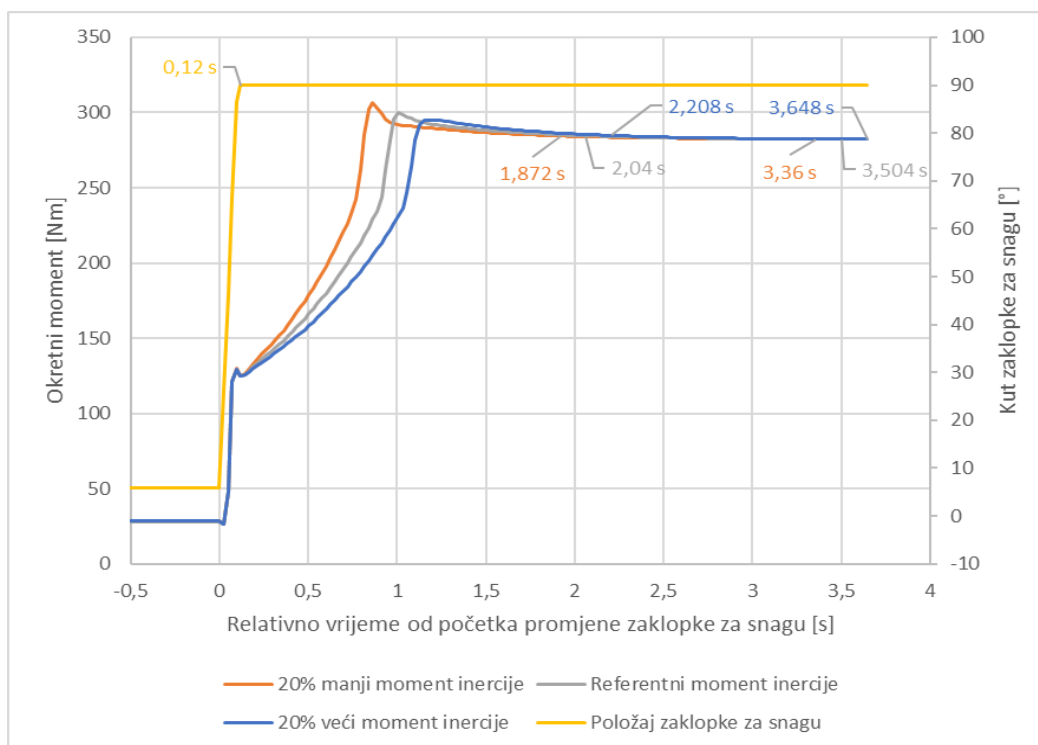
Slika 31. Radne točke kompresora modela s turbinom konstantne geometrije



Slika 32. Radne točke kompresora modela s turbinom promjenjive geometrije

5.6. Utjecaj momenta inercije turbopunjača na odziv na primjeru 5000 min^{-1}

Na Sliku 33 na primjeru modela s konstantnom geometrijom i pri brzini vrtnje motora u iznosu od 5000 min^{-1} prikazan je utjecaj momenta inercije rotirajućih dijelova turbopunjača na vrijeme odziva pri promjeni opterećenja s 10% na 100%. Za usporedbu utjecaja promjene momenta inercije uzete su 20% veća i 20% manja vrijednost u odnosu na referentnu vrijednost, tj. vrijednost korištenu u modelu. Prvi broj na krivuljama odziva momenta na Sliku 33 označava vrijeme potrebno za postizanje 99% konačne vrijednosti dok posljednji broj predstavlja vrijeme potrebno za postizanje 99,9% konačne vrijednosti.



Slika 33. Utjecaj promjene momenta inercije rotora turbopunjača na vrijeme odziva

Iz dijagrama (Slika 33) je vidljivo da promjena momenta inercije za iznos od 20% uzrokuje povećanje, odnosno smanjenje vremena potrebnog za postizanje 99% konačne vrijednosti u iznosu od 8,2% u odnosu na vrijeme potrebno za referentni moment inercije. Također je vidljivo da približavanjem konačnoj vrijednosti utjecaj promjene momenta inercije opada (pri 99,9% konačne vrijednosti uzrokuje $\pm 4.1\%$ promjene vremena). Razlog tomu je što konačna vrijednost predstavlja stacionarnu radnu točku turbopunjača pri kojoj nema promjene brzine vrtnje, pa ne postoji ni kutna akceleracija, a kako moment inercije uzrokuje otpor ubrzanju, bez akceleracije ne postoji ni otpor ubrzanju pa moment inercije gubi utjecaj.

6. ZAKLJUČAK

Iz provedenih simulacija odziva Ottovog motora nabijenog s dva različita turbopunjača vidljivo je da turbopunjač s turbinom promjenjive geometrije proširuje područje brzina vrtnje motora na kojima se može primjenjivati, povećava ostvariv okretni moment i snagu uz istovremeno smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva. Također je vidljivo da se vrijeme odziva pri nagloj promjeni opterećenja može znatno smanjiti primjenom turbine promjenjive geometrije. Dodatno smanjenje vremena odziva može se postići pronalaskom boljih krivulja promjena položaja lopatica turbine u nestacionarnom području, primjenom prikladnije turbinske mape i smanjenjem momenta inercije rotora turbopunjača. Najizraženija razlika u rezultatima postiže se pri 4000 min^{-1} gdje je, korištenjem turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije, vrijeme odziva za postizanje 99% konačne vrijednosti smanjeno za 39,77%, dok je za postizanje 99,9% konačne vrijednosti vrijeme odziva smanjeno za 19,85% u odnosu na vrijeme dobiveno modelom s turbinom konstantne geometrije. Pri 6000 min^{-1} uočava se utjecaj premale turbine na vrijeme odziva jer dolazi do zagušivanja motora pa se vrijeme potrebno za postizanje 99,9% konačne vrijednosti korištenjem turbopunjača s turbinom promjenjive geometrije povećava za 36,14% u odnosu na model s turbinom konstantne geometrije. Iz provedenih simulacija utjecaja promjene momenta inercije rotora turbopunjača vidljivo je da promjena momenta inercije za $\pm 20\%$ uzrokuje promjenu vremena odziva u odnosu na referentnu vrijednost momenta inercije za $\pm 8,2\%$ pri postizanju 99% konačne vrijednosti, odnosno za $\pm 4,1\%$ pri postizanju 99,9% konačne vrijednosti. Također je vidljivo da razlika odziva uzrokovana promjenom momenta inercije rotora turbopunjača opada približavanjem konačnoj vrijednosti. Razlog tomu je to što se konačna vrijednost postiže u stacionarnoj radnoj točki turbopunjača pri kojoj ne postoji kutna akceleracija što znači da se približavanjem toj točki smanjuje kutna akceleracija, a samim time se smanjuje i otpor ubrzanju uzrokovan momentom inercije.

LITERATURA

- [1] History of the internal combustion engine, veljača 2018.,
https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_internal_combustion_engine
- [2] Mahalec, I., Kozarac, D., Lulić, Z. : *Motori s unuratnjim izgaranjem*, FSB,
Zagreb 2012.
- [3] *Tehnika motornih vozila*, Pučko otvoreno učilište, Zagreb, 2004.
- [4] Garrett, veljača 2018., <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [5] Kozarac, D., Sjerić, M. : *Primjena računalnih simulacija u razvoju motornih vozila*,
Zagreb
- [6] AVL, BOOST - Theory, 11. 2009.
- [7] Volkswagen AG, The 2.0L FSI Turbocharged Engine Design and Function“, 2005.

PRILOZI

I. CD-R disc